

MODELAGEM DO ESCOAMENTO E DA TROCA DE CALOR POR RADIAÇÃO DE UM RECUPERADOR DE CALOR SIDERÚRGICO

Lin Chau Jen – linchau@ipt.br

Instituto de Pesquisas Tecnológicas, Divisão de Mecânica e Eletricidade, Cx. P. 0141 – 01064-970 – São Paulo – SP

Clemente Greco

Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Prof. Luciano Gualberto S/N, Travessa 3, nº 380, 05508-900, São Paulo, SP

***Resumo.** Neste trabalho, a operação de um trocador de calor de forno siderúrgico foi modelado através de um código computacional que segue métodos aplicados na área de “computational fluid dynamics”. O trocador de calor de forno siderúrgico é constituído por dois tubos concêntricos, onde escoam, em fluxos turbulentos e co-correntes, gases de combustão no tubo interno, e ar no espaço anular. O foco principal do trabalho foi o cálculo das trocas de calor por radiação, sendo aplicado o método das ordenadas discretas. Este método destacou-se por sua simplicidade conceitual e por sua facilidade operacional, passível de se integrar a um programa CFD. O método foi aplicado tanto no compartimento do ar quanto do gás. Os resultados da simulação foram comparados com dados de projeto, obtendo boa concordância.*

***Palavras-chave:** Radiação, Fornos, Ordenadas Discretas.*

1. INTRODUÇÃO

As técnicas empregadas para projeto e desenvolvimento de novos equipamento da área de combustão e de transferência de calor, e de diagnóstico de equipamentos existentes, têm sofrido mudanças consideráveis nos últimos anos.

É cada vez maior o emprego de programas computacionais, alguns disponíveis comercialmente, que simulam os fenômenos complexos e interrelacionados que ocorrem nesses equipamentos. Nesses programas estão incorporados rotinas para simulação de fenômenos tais como escoamento de fluidos, turbulência, radiação térmica etc. Se é verdade

que rotinas para a simulação de alguns destes fenômenos estão relativamente consagradas e disseminadas no meio acadêmico brasileiro, não se pode fazer tal afirmativa para outras, entre elas, rotinas para o cálculo da troca de calor por radiação.

O objeto do presente trabalho foi a simulação de um recuperador de calor de forno da indústria siderúrgica e através dela, detalhar o método das “ordenadas discretas” para o cálculo da troca de calor por radiação, incorporando-o a um programa CFD disponível, escrito em linguagem Fortran e desenvolvido em trabalho anterior.

2. O RECUPERADOR DE CALOR

O recuperador de calor estudado compõe-se de dois dutos circulares concêntricos. Escoando co-correntemente tem-se, no duto interno, gases quentes obtidos pela combustão de óleo no forno e, na coroa circular, ar que irá alimentar os queimadores do forno.

Foram adotadas as hipóteses de regime estacionário, fluido incompressível e escoamento turbulento e axissimétrico

A solução desse problema exige a solução de dois problemas acoplados:

- determinar os perfis de temperaturas e de trocas de calor para o escoamento de ar na coroa circular;
- determinar os perfis de velocidades, temperaturas e trocas de calor para o escoamento dos gases de combustão no duto interno do recuperador de calor.

Ambos os problemas foram resolvidos utilizando-se o método das ordenadas discretas para o cálculo das trocas de calor por radiação.

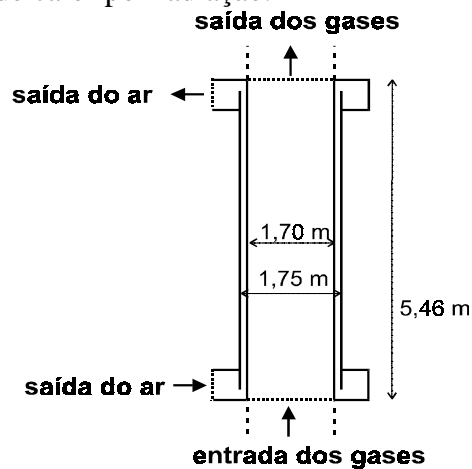


Figura 1. Desenho esquemático do trocador de calor.

O primeiro problema, do escoamento de ar, foi resolvido admitindo que:

- o escoamento turbulento tem perfil de velocidades achatado (“plug-flow”);
- o meio, por ser ar atmosférico, não é participativo com relação à radiação;
- a radiação emitida pelas superfícies são isotrópicas;
- o tubo que confina o ar externamente é isolado;
- as seções de entrada e saída do ar comportam-se como superfícies negras com temperaturas iguais à do ar.

O segundo problema, do escoamento de gases, foi resolvido admitindo que:

- os gases entram no trocador com perfil achatado;
- o meio não é espalhador de radiação, já que se pode considerar desprezível a concentração de material particulado, que é o principal agente de espalhamento da radiação em gases originados de câmaras de combustão;

- a radiação emitida pelo gás é isotrópica.
- o meio é cinzento, isto é, o coeficiente de absorção independe do comprimento de onda da radiação¹.
- as seções de entrada e saída dos gases comportam-se como superfícies negras com temperaturas iguais às dos gases;
- a superfície interna do tubo que confina os gases é negra, por estar, usualmente, recoberta por camada de fuligem.

O acoplamento entre os dois problemas é feito através do equilíbrio dos fluxos térmicos líquidos em cada seção. Com a notação apresentada na Figura 2, esse equilíbrio pode ser traduzido pelas seguintes expressões:

$$q_c = q_{r,g} - q_{e,g} + q_{h,g} \quad (1)$$

$$q_c = k \cdot \nabla T \quad (2)$$

$$-q_c = q_{r,a} - q_{ref} - q_{e,a} - q_{h,a} \quad (3)$$

onde q_c é o fluxo de calor por condução através da parede

q_r é o fluxo de radiação que incide na parede

$q_{ref} = \rho q_r$ é o fluxo de radiação refletido

q_e é o fluxo de radiação emitido

q_h é o fluxo térmico trocado, exceto a parcela radiativa, entre o fluido e a parede

ρ é a refletividade da parede

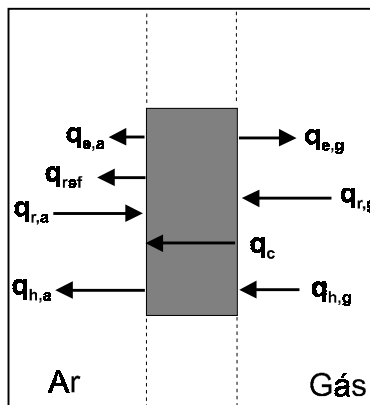


Figura 2. Esquema de um elemento da parede apresentando os fluxos térmicos relacionados a ele.

3. ALGUMAS CONSIDERAÇÕES A RESPEITO DO TÉCNICA CFD

3.1. Turbulência

As equações de conservação utilizadas têm incorporadas a influência da turbulência. Esta por sua vez, é calculada com o uso do modelo “k-ε”, onde k é a energia cinética turbulenta e ε sua taxa de dissipação. As equações destes parâmetros também podem ser expressas pela forma geral das equações diferenciais.

¹ Essa hipótese é válida especialmente quando a presença de fuligem ou material particulado for expressiva. Essa hipótese permite uma grande simplificação no tratamento matemático comparativamente ao caso de equacionar as trocas de calor por radiação em cada intervalo do espectro de comprimentos de onda.

Junto à superfícies sólidas, as equações de “k-ε” possuem condições de contorno obtidas a partir das assim chamadas “funções de parede”.

3.2. A equação de energia:

$$\rho \vec{v} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\Gamma_{T,ef} \nabla T) - \frac{\nabla \cdot \vec{q}_r}{c_v} \quad (4)$$

onde $\Gamma_{T,ef} = \frac{\mu_{ef}}{0,7}$ é o coeficiente difusivo efetivo da equação de energia

ρ é a densidade

\vec{v} é o vetor velocidade

T é a temperatura

\vec{q}_r é o vetor fluxo de calor devido à radiação

μ_{ef} é a viscosidade efetiva

c_v é o calor específico a volume constante

No problema do recuperador de calor, essa equação só não é válida nos pontos próximos às superfícies sólidas, onde a turbulência não é plenamente desenvolvida. Esse problema foi contornado com o uso de expressões empíricas que calculam os coeficientes locais de troca de calor (“coeficiente de película”)², que, por sua vez, permitem o cálculo dos fluxos de calor trocados entre a superfície e o fluido.

4. INTENSIDADE DE RADIAÇÃO E O MÉTODO DAS ORDENADAS DISCRETAS

A intensidade de radiação pode ser calculada a partir da chamada equação de transferência radiativa, que para meios não espalhadores, apresenta-se como:

$$\frac{dI}{ds} = \vec{s} \cdot \nabla I = -aI + aI_b \quad (5)$$

onde I é a intensidade de radiação total

s é a direção considerada

a é o coeficiente de absorção

Para obter-se o balanço do volume de controle, deve-se integrar a equação anterior sobre todos os ângulos sólidos:

$$\int_{4\pi} \vec{s} \cdot \nabla I d\Omega = \nabla \cdot \int_{4\pi} I \vec{s} d\Omega = \nabla \cdot \vec{q}_r = - \int_{4\pi} aI d\Omega + \int_{4\pi} aI_b d\Omega \quad (6)$$

onde Ω é o ângulo sólido

O método das ordenadas discretas baseia-se na substituição de integrais sobre direções por quadraturas numéricas, baseadas num número limitado de direções (N) com seus respectivos fatores de ponderação (w_m).

$$\int_{4\pi} F(\vec{s}) d\Omega \cong \sum_{m=1}^N F(s_m) w_m \quad (7)$$

onde w é o fator de ponderação

² Para o escoamento do gás foi utilizada a equação de Dittus e Boelter, para o escoamento do ar, a equação de Wiegand (tubo interno) e a equação de Sieder e Tate (tubo externo).

Portanto, admitindo radiação isotrópica, isto é, independente da direção do feixe:

$$\nabla \cdot \vec{q}_r = a \left(- \sum_{m=1}^N I_m w_m + 4\pi I_b \right) \quad (8)$$

Utilizando-se as coordenadas apresentadas na Figura 3, a equação (5) pode ser reescrita como:

$$\frac{\mu_m}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r I_m) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \psi} (\eta_m I_m) + \zeta_m \frac{\partial I_m}{\partial z} = -a I_m + a I_b \text{ para } m = 1, 2, \dots, N \quad (9)$$

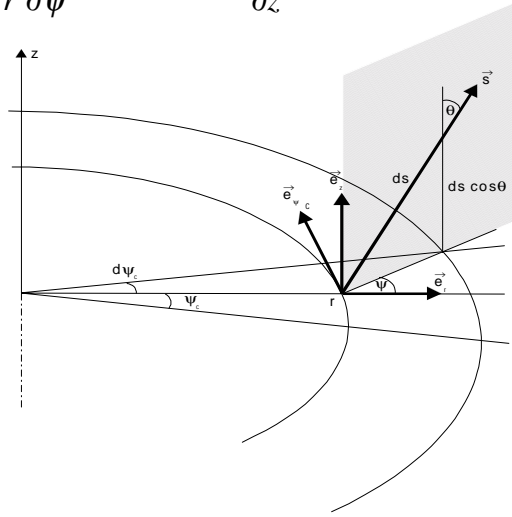


Figura 3. Esquema do sistema de coordenadas e ângulos locais na geometria cilíndrica.

onde $\mu_m = \sin \theta \cos \psi$; $\eta_m = \sin \theta \sin \psi$; $\zeta_m = \cos \theta$

A derivada angular pode ser substituída por uma aproximação de diferenças finitas:

$$\left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \psi} (\eta_m I_m) \right]_{\psi=\psi_m} = \frac{1}{r} \frac{(\alpha_{m+1/2} I_{m+1/2} - \alpha_{m-1/2} I_{m-1/2})}{w_m} \quad (10)$$

onde as direções $(m+1/2)$ e $(m-1/2)$ definem as bordas do intervalo angular w_m e os coeficientes α são calculados de maneira a preservar a generalidade do esquema face ao campo de intensidades de radiação. Assim, assumindo campo I_m uniforme, obtém-se:

$$\alpha_{m+1/2} - \alpha_{m-1/2} = w_m \left[\frac{\partial n}{\partial \psi} \right]_{\psi=\psi_m} = w_m \mu_m, \quad m=1, 2, \dots, N \quad (11)$$

que pode ser usada para calcular $\alpha_{m+1/2}$ se um valor para $\alpha_{1/2}$ puder ser calculado.

Essa condição pode ser conseguida utilizando-se o artifício de adotar, para $m=1$, uma direção na qual a essa derivada angular seja nula. Assim, a equação (9) fica:

$$\frac{\mu_m}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r I_m) - \frac{1}{r} \frac{(\alpha_{m+1/2} I_{m+1/2} - \alpha_{m-1/2} I_{m-1/2})}{w_m} + \zeta_m \frac{\partial I_m}{\partial z} = -a I_m + a I_b \quad (12)$$

que integrada num volume de controle, em $r d\psi_c dr dz$, resulta:

$$\begin{aligned} & \mu_m (A_{r,n} I_{m,n} - A_{r,s} I_{m,s}) - (A_{r,n} - A_{r,s}) \frac{\alpha_{m+1/2} I_{m+1/2} - \alpha_{m-1/2} I_{m-1/2}}{w_m} + \\ & + \zeta_m (A_{z,e} I_{m,e} - A_{z,w} I_{m,w}) = -a I_{m,p} V_p + a I_b \end{aligned} \quad (13)$$

onde $A_{i,j}$ é a área da face do volume elementar perpendicular às direções i e j .

A equação pode ser transformada para calcular a intensidade de radiação de determinada direção no volume de controle, a partir dos valores das intensidades em duas das suas interfaces. Sua transformação dependerá da direção m e da função de interpolação adotada para calcular $I_{m,p}$ a partir dos valores de I_m nas suas interfaces. Exemplificando, considerando-se que a direção de propagação do feixe de radiação seja de Sudoeste para Nordeste e, que a função de interpolação seja:

$$I_{m,p} = \gamma I_{m+1/2} + (1-\gamma)I_{m-1/2} = \gamma I_{m,n} + (1-\gamma)I_{m,s} = \gamma I_{m,e} + (1-\gamma)I_{m,w} \quad (14)$$

onde γ é um fator de ponderação. A equação final é a seguinte:

$$I_{m,p} = \frac{\mu_m A'_r I_{m,s} + \zeta_m A'_z I_{m,w} - \Pi \alpha'_m I_{i-1/2} + \gamma a I_b V_p}{\mu_m A_{r,n} + \zeta_m A_{z,e} - \Pi \alpha_{m+1/2} + \gamma a V_p} \quad (15)$$

onde $A'_r = (1-\gamma)A_{r,n} + \gamma A_{r,s}$ $\alpha'_m = (1-\gamma)\alpha_{m+1/2} + \gamma\alpha_{m-1/2}$
 $A'_z = A_{z,e} = A_{z,w}$ $\Pi = \frac{A_{r,n} - A_{r,s}}{w_m}$

Com essa equação (e outras semelhantes, elaboradas considerando as outras direções de propagação) pode-se calcular as intensidades de radiação das direções selecionadas em todos os volumes elementares do domínio.

5. RESULTADOS

Para representar graficamente os resultados da simulação, foram definidos seções transversais e eixos longitudinais, conforme as Figuras 4 e 5.

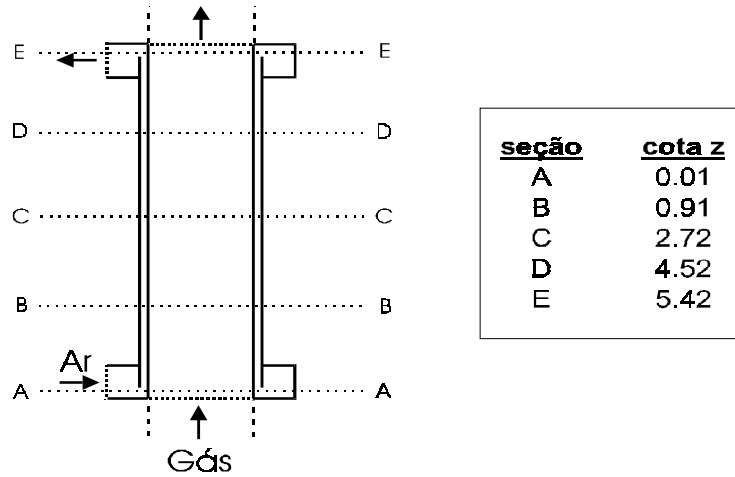


Figura 4. Seções transversais à direção do escoamento



Figura 5. Eixos na direção axial, definidos para apresentação dos resultados.

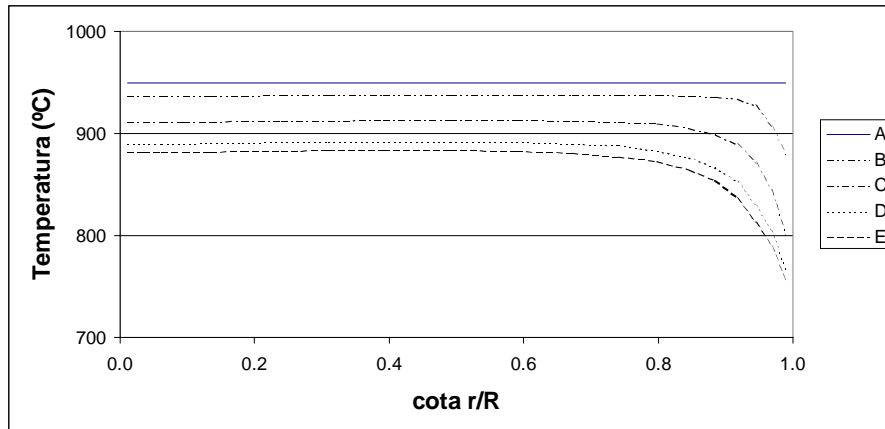


Figura 6. Perfis de temperatura nas seções transversais definidas.

A Figura 6 mostra que os perfis de temperatura decrescem ao longo do trocador pela troca de calor com o ar, além do fato de que, numa seção transversal, a velocidade decresce apenas nas proximidades da parede do duto.

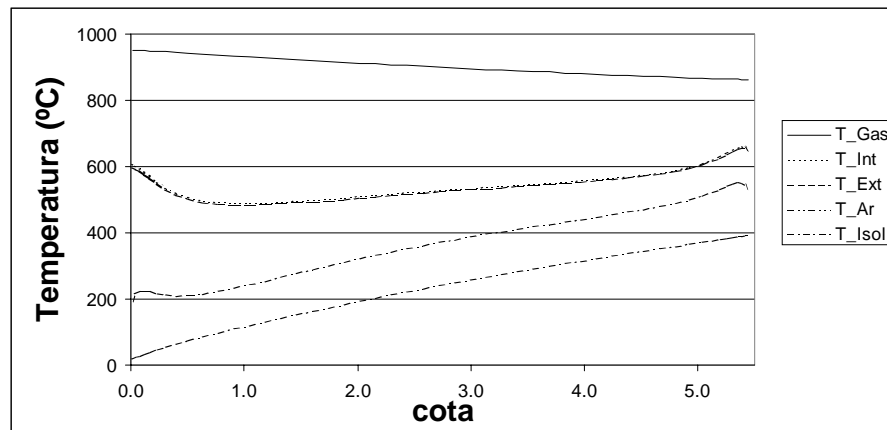


Figura 7. Temperaturas ao longo do recuperador de calor

A Figura 7 permite uma visão geral de como evoluem as temperaturas. A legenda “T_Int” representa a temperatura da parede interna do tubo que separa o gás do ar, “T_Ext” representa a temperatura da parede externa desse tubo, “T_Isol” representa a temperatura do tubo que confina o ar externamente, “T_Gas” e “T_Ar” representam as temperaturas médias do gás e do ar, em cada seção transversal.

Os parâmetros de projeto do recuperador de calor, fornecidos pelo fabricante, são:

Vazão de Gás	Vazão de Ar	Temperatura do Gás		Temperatura do Ar	
		entrada	saida	entrada	saida
27605 Nm ³ /h	8943 Nm ³ /h	950 °C	875 °C	20 °C	310 °C

A simulação indicou que, através do trocador de calor, o gás se resfria de 950 a 861 °C, e que o ar se aquece de 20 a 393 °C. Os resultados da simulação são cerca de 16 % superiores aos dados de projeto calculado em termos da potência trocada entre o gás e o ar.

O tubo isolado que confina o ar externamente tem temperaturas superiores às do ar. Esse tubo recebe um fluxo térmico por meio da radiação oriunda da superfície externa do tubo de separação ar/gases e o transfere por convecção ao ar.

Pode-se perceber que os perfis de temperaturas das faces interna e externa do tubo que separa o gás do ar e do tubo que confina o ar externamente apresentam, na sua grande parte central, curvas ascendentes em relação à cota do trocador de calor. Esse fato se deve ao aquecimento da corrente de ar, que apresenta gradiente, em valor absoluto, muito superior ao do resfriamento do gás.

Pode-se observar também que esses perfis apresentam nas suas extremidades elevações de temperatura. Isso se deve à conjugação dos seguintes fatos:

- à medida que os elementos de superfície se situam mais próximos das seções de entrada ou saída, maior é a influência dessas seções naqueles elementos (maior é o “fator de forma” entre a seção e o elemento de superfície);
- as seções de entrada e saída dos fluidos foram modeladas como superfícies negras à temperatura do fluido naquelas seções.

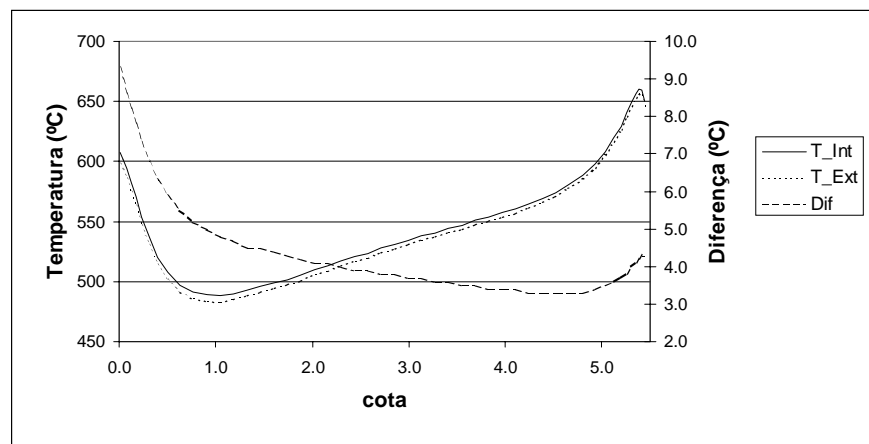


Figura 8. Temperaturas das faces interna e externa do tubo de separação, e sua diferença.

A Figura 8 apresenta, em destaque, as curvas das temperaturas das faces interna e externa do tubo de separação. A diferença de seus valores, para cada cota, também está apresentada. Como foi adotado um valor constante para a condutividade térmica do tubo, o perfil da diferença é semelhante ao perfil do fluxo de calor que atravessa o tubo, que é apresentado a seguir.

O comportamento descendente do perfil de fluxo de calor com relação à cota z do recuperador é o comportamento esperado de um recuperador de calor com fluxos em escoamento co-corrente, pois, de maneira geral, o fluxo transferido é função da diferença entre as temperaturas médias do gás e do ar, e esta é máxima à entrada do recuperador e diminui com o aumento da cota z .

A Figura 9 procura apresentar quantitativamente a importância da radiação na troca de calor global do recuperador. A legenda “ q_{cond} ” representa fluxo de calor líquido transferido dos gases para a parede do tubo de separação, “ q_{rad} ” representa o fluxo devido à radiação, enquanto que, “ $q_{película}$ ” representa o fluxo devido à convecção combinada com condução (calculado com o uso do coeficiente de película).

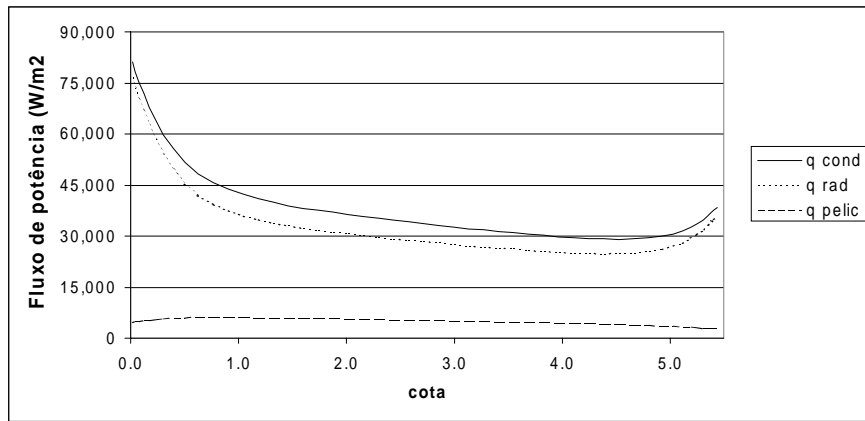


Figura 9. Fluxos de potência transferidos dos gases.

Pode-se perceber claramente que o mecanismo da radiação é o grande responsável pela troca de calor dos gases para o tubo de separação. Entretanto, no conduto do ar, este é aquecido quase que exclusivamente por convecção, já que o ar é transparente à radiação.

6. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

A simulação do recuperador de calor apresentou resultados bastante coerentes. Prova disso, são os perfis de temperatura das superfícies sólidas que apresentaram características verificadas experimentalmente, como por exemplo, a elevação das temperaturas nas regiões próximas à saída dos gases.

A comparação numérica dos resultados obtidos com os de projeto, apesar de poder ser considerada satisfatória, está prejudicada. Isso porque se desconhece se os dados fornecidos pelo fabricante correspondem a valores medidos, ou, se não trazem algum fator de atenuação implícito de maneira a garantir determinado nível de desempenho ao usuário do equipamento.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- PIKMAN, B.(1987): Forno Esférico para Calibração de Radiômetros, in Relatório IPT “Apoio Tecnológico à Utilização Industrial de Gás Natural”, coordenação de Souza, F.D.A.
 SIEGEL, R.; HOWELL, J. R.(1972): Thermal Radiation Heat Transfer. McGraw-Hill Kogakusha Ltd.

FLOW AND THE RADIATIVE HEAT TRANSFER MODELS OF A SIDERURGICAL HEAT EXCHANGER

Abstract. *In this paper, the operation of a heat exchanger was simulated through a CFD computational code. The heat exchanger is composed by two concentric tubes, with combustion gases flow in the inside tube and air flow in the cylindrical annulus. The flows are turbulent and cocurrent. The main focus was the calculation of radiation heat transfer term, applying the discrete ordenates method. This paper shows the conceptual simplicity and the operational facility of the method, easy to integrate within a CFD program.*

Keywords. *Radiation, Furnaces, Discrete Ordenates Method.*